

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

THIS PAGE BLANK (USPTO)

Axial piston engine with variable stroke

Patent Number: DE3420529
 Publication date: 1985-12-05
 Inventor(s): DROESCHEL HELMUT (DE)
 Applicant(s): DROESCHEL HELMUT
 Requested Patent: ☐ DE3420529
 Application Number: DE19843420529 19840601
 Priority Number(s): DE19843420529 19840601
 IPC Classification: F01B3/02; F04B1/28; F04B27/08; F02B75/26
 EC Classification: F01B3/02, F04B1/28A
 EC Classification: F01B3/02; F04B1/28A
 Equivalents:

Abstract

Especially as spark ignition engine, the stroke of which varies in operation in a ratio of up to 3:1 with approximately constant compression and good mass balancing in order to save fuel and transmission gears. (Can also be designed as compressor or hydraulic pump and/or air motor or hydraulic motor.) The swashplate 49 in the drive of the axial pistons 67 arranged in a circle is supported on the one hand on a rotating, inclined crankshaft 34, which is axially fixed. On the other it is cardan mounted on an axially displaceable fork 55. The axial stroke of the pistons 67 can thereby be adjusted for an approximately constant compression epsilon. For external mass balancing, a balancing weight 25 in the rotating crank 23 is moved on an inclined path in the event of axial movement of the fork 55, so that not only the imbalance (of the swashplate 49) is thereby balanced out but also together with this the tilting moment of the swashplate 49 B.b and of the pistons 67 A.a also rotating as a rotating pair of forces C.c. This balancing weight 25 acts in conjunction with two symmetrical centrifugal weights 31 also for balancing of the internal inertia forces. For design reasons, it is therefore mounted on the side opposite its actual effect. It therefore produces the balance necessary for the mass balancing in conjunction with a greater constant imbalance Q of the crank 23 on the right side. Due to the inertia forces F and

G of the pistons 67 and the swashplate 49 ...

Original abstract incomplete.

THIS PAGE BLANK (USPTO)

BLANK (USPTO)



DEUTSCHES
PATENTAMT

①2 Offenlegungsschrift
①1 DE 3420529 A1

②1 Aktenzeichen: P 34 20 529.2
②2 Anmeldetag: 1. 6. 84
②3 Offenlegungstag: 5. 12. 85

⑤1 Int. Cl. 4:
F 01 B 3/02
F 04 B 1/28
F 04 B 27/08
F 02 B 75/26

DE 3420529 A1

⑦1 Anmelder:
Dröschel, Helmut, 7141 Beilstein, DE

⑦2 Erfinder:
gleich Anmelder

⑤4 Axialkolbenmaschine mit variablen Hub

Insbesondere als Ottomotor, dessen Hub sich im Verhältnis bis 3 : 1 im Betrieb verändert bei etwa konstanter Verdichtung und gutem Massenausgleich zur Einsparung von Kraftstoff und Getriebe-Gängen.

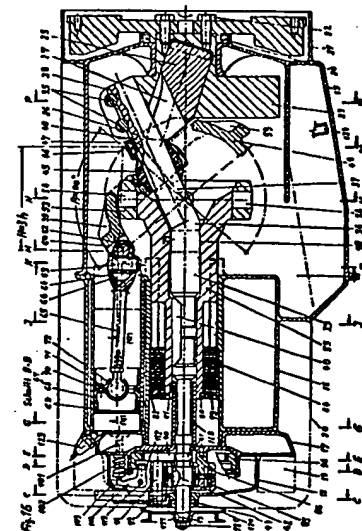
(Auch als Kompressor oder Hydro-Pumpe bzw. Luft-Motor oder Hydro-Motor ausführbar.)

Die Taumelscheibe 49 im Antrieb der im Kreis angeordneten axialen Kolben 67 ist einerseits auf einer drehenden schrägen Kurbelwelle 34 gelagert, die axial fixiert ist. Andererseits ist sie kardanisch auf einer axial verschiebbaren Gabel 55 gelagert. Dadurch kann der axiale Hub der Kolben 67 bei etwa gleichbleibender Verdichtung verändert werden.

Zum äußeren Massenausgleich wird bei der axialen Bewegung der Gabel 55 ein Ausgleichgewicht 25 in der umlaufenden Kurbel 23 auf einer schiefen Bahn bewegt, so daß dadurch sowohl die Unwucht (der Taumelscheibe 49) wie auch gemeinsam damit als umlaufendes Kräftepaar C.c das gleichfalls rotierende Kippmoment der Taumelscheibe 49 B.b und der Kolben 67 A.a ausgeglichen wird.

Dieses Ausgleichgewicht 25 wirkt in Verbindung mit zwei symmetrischen Fluchtgewichten 31 auch für den Ausgleich der inneren Massenkräfte. Aus konstruktiven Gründen ist es daher auf der Gegenseite seiner eigentlichen Wirkung angebracht. Es erzeugt also die zum Massenausgleich erforderliche Wucht in Verbindung mit einer größeren konstanten Unwucht Q der Kurbel 23 auf der richtigen Seite.

Durch die Massenkräfte F und G der Kolben 67 und der Taumelscheibe 49...



DE 3420529 A1

Helmut Dröschel, Ing. Uhlandstrasse 18 D 7141 Beilstein

Patentansprüche
Axialkolbenmaschine mit veränderlichem Hub
(insbesondere für Kraftfahrzeug-Motoren)

- 1 1. Axialkolbenmaschine mit veränderlichem Hub, insbesondere
für Verbrennungs-Motoren, mit ringförmig verteilten Kolben,
die über Pleuel mit einer kardanisch angeordneten Taumel-
scheibe verbunden sind; die sich auf einer Kurbelwelle ab-
5 stützt, dadurch gekennzeichnet, daß die kardanische Lagerung
auf einer axial in der Maschine beweglichen Gabel (55) oder
ein ähnliches Teil erfolgt, während die andere Seite der Tau-
melscheibe (49) über eine Kugel (45) oder ein ähnliches Teil
auf den schrägen Zapfen (37) der rotierenden Kurbelwelle (34)
10 abstützt, die axial in der Maschine fixiert ist.
2. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeich-
net, daß die Gabel (55) von einer vorgespannten Druckfeder
(83) axial belastet wird, die auch aus mehreren Tellerfedern
15 (84) bestehen kann.
3. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeich-
net, daß für den äußeren Massenausgleich ein schräg beweg-
liches Ausgleichgewicht (158) oder (25) vorhanden ist, das
20 mit der axialen Bewegung zur Hubverstellung verbunden ist.
4. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 3, dadurch gekennzeich-
net, daß das schräge Ausgleichgewicht (25) auf der Seite des
schrägen Zapfens (37) der Kurbelwelle (34) innerhalb der Kurbel
25 (23) auf einer schiefen Bahn beweglich angeordnet ist und die
für den Ausgleich erforderliche Unwucht in Verbindung mit
einer Unwucht der Kurbel (23) auf der anderen, der wirksamen
Seite erzeugt.

- 1 5. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß für den inneren Massenausgleich der axialen Kräfte innerhalb der rotierenden Teile mindestens zwei symmetrisch angeordnete Fliehgewichte (31) vorhanden sind.
- 5 6. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Fliehgewichte (31) in der Kurbel (23) schwenkbar gelagert sind und je ein Zahnsegment (30) haben, das über kleine Zahnräder (29) mit den Zähnen (28) des schrägen Ausgleichgewichtes (25) in Verbindung steht.
- 10 7. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß für die kardanische Lagerung der Taumelscheibe (49) eine mehrteilige Scheibe (53) vorhanden ist, in die von innen 15 die beiden Zapfen (54) der Gabel (55) eingreifen und von außen um 90° versetzt die beiden Zapfen (52) der Taumelscheibe (49), von welcher die gelenkige Verbindung zu den Pleueln (65) über Kreuzstücke (62) erfolgt.
- 20 8. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 1 in Ausführung als Viertakt-Motor, dadurch gekennzeichnet, daß Ventile (100) und (101) über winkelförmige Hebel (103) und (104) von einem zentrischen, in Gegenrichtung umlaufenden Nockenring (96), dessen Antrieb über das Zwischenrad (90) erfolgt, im Prinzip von 25 Sternmotoren bekannter Weise.
9. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß bei 7 Zylindern der Nockenring (96) im Verhältnis 1 : 6 zur Kurbelwelle (34) in Gegenrichtung umläuft und drei 30 um 120° versetzte Innennocken (97, 98 und 99) vorhanden sind, die gleichzeitig für Auslaß und Einlaß verwendet werden können.
10. Axialkolbenmaschine in Ausführung als Motor, dadurch gekennzeichnet, daß zur Regelung und zur Dämpfung dem Druckraum 35 (141) auf die Gabel (55) axial wirksames Drucköl zugeführt wird, wobei die Gesamtanordnung so ist, daß bei Vollast ein

- 1 niedriger Öldruck vom Ventil (147) wirkt, während bei Teil-
last ein etwas höherer Öldruck vom Ventil (137) wirkt, welcher
die axiale Kraft der Druckfeder (83) oder (84) verringert.
- 5 11. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 10, dadurch gekennzeich-
net, daß zur Korrektur des Öldruckes Nocken (149) und (150)
vorhanden sind, welche an die axiale Bewegung der Gabel (55)
in beliebiger Form angeschlossen sind, sowie eine Membran-
dose (151) zur Höhen-Korrektur.
- 10 12. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 10, dadurch gekennzeich-
net, daß durch die Drosseln (138) bzw. (145) die axiale
Schwingung der Gabel (55) gedämpft wird, wobei die Drossel
(145) so im Ablauf angeordnet ist, daß sie bei kalten Öl
15 die Kraft der Druckfeder (83) oder (84) verringert.

- 4 -

Patentanmeldung

Axialkolbenmaschine mit veränderlichem Hub
(insbesondere für Kraftfahrzeug-Motoren)

- 1 Gegenstand der Erfindung sind Axialkolbenmaschinen mit ver-
änderlichem Hub. Die Beschreibung erfolgt für die hauptsäch-
liche Anwendung als Verbrennungs-Motor, jedoch ist auch die
Anwendung als hydraulischer oder pneumatischer Motor oder
5 Pumpe möglich.

- Insbesondere hydrostatische Axialkolbenmaschinen sind be-
kannt. Deren Bauweise eignet sich jedoch nicht für Verbren-
nungsmotoren, weil bei letzteren Drehzahlen und Massenkräfte
10 höher sind und die Gasdrucke stärker wechseln.

- Aufgabe der Erfindung ist es, insbesondere einen Ottomotor
mit veränderlichem Hub bei etwa konstanter Verdichtung zu
schaffen, der guten äußeren und inneren Massenausgleich so-
15 wie einfache Regelung und Ventilsteuerung hat.

- Bei einer Axialkolbenmaschine entsprechend dem Oberbegriff
des Hauptanspruchs wird diese Aufgabe erfindungsgemäß durch
die Merkmale des Anspruchs 1 gelöst. In vorteilhafter Weise
20 wird hierbei der Hub der Kolben verstellt, wobei aber die
Verdichtung im oberen Bereich etwa gleich bleibt.

- Die erfindungsgemäße Ausgestaltung und Weiterbildung ergibt
sich aus den Unteransprüchen.

- 25 Die Ausgestaltung nach Anspruch 2 hat den Vorteil, daß die
Druckfeder dem Gasdruck etwa das Gleichgewicht hält, so daß
sich der zweckmäßige Kolbenhub grundsätzlich so (fast von)
allein einstellt, weil bei zu hoher Kolbengeschwindigkeit
30 der Gasdruck absinkt. Des weiteren hat diese Druckfeder den

- 1 beträchtlichen Vorteil, daß der Anlasser den Motor leicht andrehen kann, weil er hierbei in der Stellung des kleinsten Hubraums ist.
- 5 Die Ausgestaltung nach Anspruch 3 hat den Vorteil daß die umlaufenden Kippmomente von Kolben und Taumelscheibe sowie die Unwucht letzterer nach außen ausgeglichen werden, so daß die Maschine ruhig und vibrationsfrei läuft.
- 10 Die Weiterbildung nach Anspruch 4 ermöglicht in vorteilhafter Weise, das Ausgleichgewicht räumlich günstig anzubringen und auch für andere Zwecke zu nutzen.
- 15 Die Ausgestaltung nach Anspruch 5 hat den Vorteil, daß die Massenkräfte infolge der symmetrischen Anordnung der Fliehgewichte nach außen ohne Einfluß sind.
- 20 Die Weiterbildung nach Anspruch 6 ermöglicht in vorteilhafter Weise, daß die Massenkräfte der Fliehgewichte weitergeleitet werden zum Ausgleich der entgegengesetzten inneren axialen Kräfte aus den Kippmomenten von Kolben und Taumelscheibe bzw. der Unwucht letzterer.
- 25 Die Ausgestaltung nach Anspruch 7 hat den Vorteil, die Beweglichkeit dieser Teile bei ausreichender Kraftübertragung zu ermöglichen.
- 30 Die Ausgestaltung nach Anspruch 8 hat bei Viertakt-Motoren den Vorteil, eine sehr raumsparende Bauweise der Ventilsteuerung zu ermöglichen.
- 35 Die Weiterbildung nach Anspruch 9 ermöglicht in vorteilhafter Weise bei 7 Zylindern eine einfache Ausführung mit wenig Nocken.

1 Die Ausgestaltung nach Anspruch 10 hat bei Motoren den Vorteil, daß bei Teillast der Motor im Bereich des günstigsten spezifischen Kraftstoffverbrauchs betrieben wird.

5 Die Weiterbildung nach Anspruch 11 ermöglicht in vorteilhafter Weise eine genaue Bestimmung des Gasdrucks bei Vollast, Teillast und Höhe.

Die Weiterbildung nach Anspruch 12 ermöglicht in vorteilhafter Weise eine Dämpfung der Schwingung der Gabel sowie eine Anpassung an den bei kaltem Motor, also kaltem Öl niedrigeren Gasdruck.

In den Zeichnungen sind Ausführungsbeispiele der Erfindung dargestellt, und zwar in Fig. 1 bis 7 schematisch als Axialkolbenmaschine und in Fig. 15 bis 30 maßstäblich als Axialkolbenmotor. Es zeigt

- Fig. 1 ein Schema bei kleinem Hub h ,
Fig. 2 dasselbe Schema, jedoch bei großem Hub H und
20 niedrigerer Drehzahl,
Fig. 3 einen Schnitt nach der Linie G-G der Fig. 1,
Fig. 4 einen geschwenkten Schnitt nach der Linie M-M und einen Schnitt nach Linie N-N der Fig. 1,
Fig. 5 einen geschwenkten Schnitt nach der Linie S-S der
25 Fig. 1,
Fig. 6 ein nicht ausgeführtes Schema bei kleinem Hub h ,
Fig. 7 dasselbe Schema, jedoch bei großem Hub H und niedrigerer Drehzahl (jedoch strichliert: bei gleicher Drehzahl),
Fig. 8 eine Tabelle mit der Verdichtung ξ über den Winkel
30 von 24° bis 80° für drei verschiedene Beispiele, und zwar für $\xi < 12$, $\xi < 11$ und $\xi < 10$, wobei die Ausgangswerte A, B, C, D und γ dazu in Fig. 15 ersichtlich sind,
Fig. 9 ein Schaubild mit der Verdichtung ξ im Verlauf vom kleineren Hub h zum großen Hub H ,
35 Fig. 10 ebenfalls über den Hub die axialen Kräfte für das Schema in Fig. 1 und 2,
Fig. 11 ebenfalls über den Hub die axialen Kräfte jedoch für

- 1 die Konstruktion ab Fig. 15,
Fig. 12 die Regelung,
Fig. 13 das Drehmoment M_v des Motors bei Vollast über der
Motordrehzahl n ,
- 5 Fig. 14 die Leistung N des Motors über der Motordrehzahl n
mit A, B, C, D und γ für die Tabelle Fig. 8,
Fig. 15 einen Längsschnitt B-B durch den Axialkolbenmotor
bei kleinem Hub h ,
Fig. 16 denselben Längsschnitt, jedoch bei großem Hub H ,
- 10 Fig. 17 einen um 90° gedrehten Querschnitt nach der Linie
P-P der Fig. 16,
Fig. 18 und 19 einen Schnitt nach der Linie A-A der Fig. 16
und 17, wobei Fig. 18 bei h und in Fig. 19, aber Fig. 19
bei H dem Zustand in Fig. 16 entspricht,
- 15 Fig. 20 einen geschwenkten Querschnitt nach der Linie M-M
bzw. einen Querschnitt nach der Linie N-N der Fig. 16,
Fig. 21 und Fig. 22 einen Schnitt nach der Linie V-V der
Fig. 16 und 20, also geschwenkt bzw. um 90° gedreht,
Fig. 23 einen Schnitt nach der Linie W-W der Fig. 21,
- 20 Fig. 24 eine wahlweise Ausführung des Kolbens im Schnitt
nach der Linie Q-Q der Fig. 16,
Fig. 25, 26, 27, 28, 29 und 30 Querschnitte nach den Linien C-C,
D-D, E-E, G-G, J-J und K-K der Fig. 16, und
Fig. 31 einen Teil des Längsschnittes B-B als wahlweise Aus-
führung zu Fig. 15 und 16,
Fig. 32 ein Bild ähnlich Fig. 16, jedoch mit kleinerem
Winkel β und deshalb stärkerer Kurbelwelle.

Aufbau:

- 30 In der markierten Zündfolge 1 bis 7 zünden abwechselnd die
sieben Zylinder 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14 im Viertakt, wie in
Fig. 28 ersichtlich. Wie Fig. 16 zeigt, wird der Motor um-
schlossen von dem Kurbelgehäuse 15, dem Zylinderblock 16,
dem Zylinderkopf 17 und dem Zylinderdeckel 18. Ferner sind
35 außen noch im Ringraum 19 die nicht gezeigten Auspuff- und
Ansaugkanäle und daneben gegebenenfalls noch der Vergaser
vorhanden. Zur Geräuschkämpfung kann der Motor von einer
Hülle 20 umgeben sein.

- 1 Das drehbare Schwungrad 21 ist mittels Schrauben 22 mit der Kurbel 23 verbunden. Zur Abdichtung dient der Dichtring 24. In der Kurbel 23 ist das Ausgleichgewicht 25 beweglich angeordnet. Dieses hat zwei schräge Stirnflächen 26, eine Aussparung 27 und zwei Reihen Zähne 28 in Form von Zahnstangen, wie in Fig. 18 und 19 ersichtlich.

In diese Zähne 28 greifen die beiden drehbaren Zahnräder 29 ein und in diese jeweils das Zahnsegment 30 der beiden schwenkbaren Fliehkewichte 31. Zur Lagerung derselben dienen die Achsen 32 und 33.

- Die Kurbelwelle 34 ist an der Kurbel 23 mittels der beiden Schrauben 35 und Muttern 36 festgeklemmt und läuft mit dieser um. Sie (34) hat einen schrägen Zapfen 37 mit einer Längsnut 38, einen geraden Zapfen 39, eine Abflachung 40 zum Massenausgleich, eine Verzahnung 41 und zwei halbrunde Nuten 42 und 43. Nach vorn wird sie (34) abgedichtet durch den Dichtring 44.

- Auf dem schrägen Zapfen 37 der Kurbelwelle 34 ist längsverschiebbar die große Kugel 45 angeordnet. Diese (45) hat einen Bund 46 mit einer Nase 47 und schrägen Stirnfläche 48.

Auf der großen Kugel 45 ist die Taumelscheibe 49 mit dem Lagerdeckel 50, der daran mittels Schrauben 51 befestigt ist, beweglich gelagert - also dreh- und schwenkbar, wie in Fig. 22 gezeigt.

- Des weiteren ist die Taumelscheibe 49 kardanisich gelagert mit ihren beiden Zapfen 52 über den Ring 53 auf den beiden Zapfen 54 der längsverschiebbaren Gabel 55. Der Ring 53 besteht aus zwei Hälften 56, 57, die durch Schrauben 58 miteinander verbunden sind. Weil der Ring 53 um die senkrechte Achse Y-Y (Fig. 4) schwenkt, hat die Taumelscheibe 49 in dieser Längs-Ebene Y-Y zum Massenausgleich oben und unten zwei Verstärkungen 59. So ergibt sich jeweils ein konstantes rotierendes Kippmoment über 360° Umdrehung.

In der Taumelscheibe 49 sind außen sieben Achsen 60 mittels Sprengringen 61 befestigt. Auf diesen ist jeweils ein Kreuz-

- 1 stück 62 schwenkbar angeordnet. In letzterem ist jeweils um 90° versetzt ein schwenkbarer Bolzen 63 vorhanden, der an dem Gabelende 64 des Pleuels 65 mit dem Sprengring 66 befestigt ist.
- 5 Der Kolben 67 besteht jeweils aus dem Oberteil 68 mit den Kolbenringen 69 und dem Unterteil 70, die mittels Schrauben 71 miteinander verbunden sind. Dazwischen befindet sich die bewegliche kleine Kugel 72, die im Pleuel 65 eingeschraubt ist. (Wahlweise kann - wie in Fig. 24 im Schnitt
- 10 Q-Q gezeigt - der Kolben 67 einteilig sein mit dem Kolbenbolzen 73 und den Sprengringen 74 mit kugelförmiger Lagerhülse 75, noch ergänzt in nicht gezeigter Form für die Montage.)
- 15 Die längsverschiebbare Gabel 55 hat längliche Zähne 76, die in entsprechenden Längsnuten 77 des Zylinderblockes 16 eingreifen. Wie Fig. 29 zeigt, fehlen letztere an zwei Stellen, um Raum für die Gabel 55 zu geben. Die Gabel 55 hat rechts innen eine Lagerstelle 78. Auf der Gabel 55 ist der Ring-
- 20 kolben 79 mittels des Sprengringes 80 befestigt. Daran sind die beiden Dichtringe 81 und 82. Zwischen dem Ringkolben 79 und dem Zylinderblock 16 ist die vorgespannte Druckfeder 83 (Fig. 1 und 2) oder mehrere Tellerfedern 84.
- 25 Die beiden Ölpumpen 85 und 86 zur Schmierung oder Regelung bestehen jeweils aus einem Ringrad 87 und einem Pumpen-Zahnrad 88, das mittels der Scheibenfeder 89 von der Kurbelwelle 34 angetrieben wird.
- 30 Das drehbare Zwischenrad 90 treibt über seine Welle 91, über die Schrägräder 92,93 und die Welle 94 den nicht gezeigten Zündverteiler an.
- Gleichzeitig treibt das Zwischenrad 90 von der Verzahnung 41 der Kurbelwelle 34 im Übersetzungsverhältnis 1:6 die Innenverzahnung 95 des in Gegenrichtung drehenden Nockenringes 96
- 35 an. Letzterer hat drei jeweils um 120° versetzte innere Nocken 97,98,99.

- 1 Jeder Zylinder 8 bis 14 hat je ein Auslaßventil "A" 100 und
je ein Einlaßventil "E" 101. Für diese sind vierzehn Ventil-
federn 102 vorhanden und je sieben unvollständig gezeigte
lange Auslaßhebel 103 und je sieben ganz gezeigte etwas kür-
5 zere Einlaßhebel 104. Auf diesen sind die Rollen 105, 106,
107, 108, 109, 110, 111 für den Auslaß und die Rollen 112, 113,
114, 115, 116, 117, 118 für den Einlaß. Diese werden von den
Nocken 97, 98, 99 abwechselnd betätigt. Die Hebel 103 und 104
sind auf mehreren Achsen 119 schwenkbar gelagert.

10 Für den Antrieb der nicht gezeigten Lichtmaschine bzw. des
Kühlventilators dient die Riemenscheibe 120. Diese ist mit
der Mutter 121 und der Scheibenfeder 122 an der Kurbelwelle
34 befestigt.

- 15 Bei Ottomotoren sind zur Zündung sieben Zündkerzen 123 vor-
handen.

Der weitere Abtrieb erfolgt vom Schwungrad 21.

- Zur Regelung (Fig. 12) ist der vom Fahrer betätigte Gas-
20 hebel 125 mit einem Gestänge 126 mit dem Hebel 127 eines
Dreh-Ventils 128 verbunden. Außerdem ist der Gashebel 125
wie üblich über das Gestänge 129 mit dem Hebel 130 der
Drosselklappe 131 des Vergasers 132 verbunden. Die Zugfeder
133 bewirkt die gezeigte O-Gas-Stellung.

- 25 Von der Ansaugöffnung 134 für das Öl führt eine Leitung 135
zur Saugseite der Ölpumpe 86.

Die Druckleitung 136 derselben führt zu folgenden Teilen:
Ein stärkeres Ventil 137, eine Drossel 138 und ein Rück-
schlagventil 139. Zwischen der Zuleitung 140 zum Druck-

- 30 raum 141 und der großen Saugleitung 142 ist ein großes Rück-
schlagventil 143 vorhanden.

Die Ableitung 144 vom Druckraum 141 führt über eine andere
Drossel 145 zum Dreh-Ventil 128. Von dort führt die weitere
Ableitung 146 zu dem schwächeren Ventil 147.

- 35 Die Gabel 55 ist wie (hier nur schematisch) gezeigt über das
Gestänge 148 mit den beiden Nocken 149 und 150 verbunden.

- 1 Ferner ist noch eine Membrandose 151 vorhanden, welche sich bei abnehmendem Luftdruck ausdehnt. Über den Waagebalken 152 und den Schieber 153 beeinflusst letztere und der Nocken 150 die Druckfeder 154 des schwächeren Ventils 147. Der andere
- 5 Nocken 149 beeinflusst über den anderen Schieber 155 die Druckfeder 156 des stärkeren Ventils 137.
- Mit Rücksicht auf die Größe der Zeichnungen sind Details nicht gezeigt. Es fehlen also z.B. Ventileinstellung, Lager-
- 10 schalen, die Ölkäle zu den Gleitlagern, also zu der Kugel 45, zu der Lagerstelle 78 und zu dem Gleitlager der Kurbel 23. Statt diesem Gleitlager kann auch ein Kugellager 157 vorhanden sein, wie in Fig. 31 gezeigt.

Theoretischer äußerer Massenausgleich:

- 15 Fig. 6 und 7 zeigen das Grundprinzip des Ausgleichs der nach außen wirksamen Massenkkräfte. Es soll insbesondere zum besseren Verständnis dienen.

Die Kolben 67 erzeugen ein umlaufendes Kippmoment P.a.

- Die Taumelscheibe 49 erzeugt mit dem Ring 53 ebenfalls ein
- 20 umlaufendes Kippmoment B.b. Obwohl der Ring 53 nur um die vertikale Achse Y-Y schwenkt, wird diese periodische Veränderung ausgeglichen durch die Verstärkungen 59 (Fig. 16) in Ebene Y-Y an der Taumelscheibe 49.

- Die Taumelscheibe 49 erzeugt auch eine umlaufende Zentrifugalkraft C. Die gleiche Zentrifugalkraft D erzeugt das Aus-
- 25 gleichgewicht 158. Deshalb sind keine freien Massenkkräfte vorhanden.

Ist nun der Abstand c so, daß

$(D.c) = C.c = A.a + B.b$ ist, so sind auch keine freien

- 30 Massenmomente vorhanden.

Fig. 6 zeigt diesen Zustand bei kleinem Hub h, also bei hoher Drehzahl n.

- Fig. 7 zeigt diesen Zustand bei großem Hub H. (Bei gleicher
- 35 Drehzahl n würden etwa dreimal höhere Kräfte A", B", C" und D" auftreten, die strichliert gezeigt sind. Weil bei H die Drehzahl n' nur etwa ein Drittel ist, sind A', B', C' und D'

12.

- 1 entsprechend nur etwa ein Drittel so groß entsprechend der Abhängigkeit von n^2 . Auch die Formel $v^2:R$ bei konstanter Kolbengeschwindigkeit v in Fig. 6 oder Fig. 7 führt zu diesem Ergebnis.)
- 5 Ist die Gestaltung so, daß $C' = D'$ und $(D'.c') = C'.c = A'.a + B'.b$ ist, so treten auch bei dem großen Hub H keine freien Massenkräfte oder -Momente auf.
- Infolge der in anderer Hinsicht ungünstigen Lage des Ausgleichgewichtes 158 ist diese Anordnung nicht bei der gezeigten Konstruktion verwendet worden.
- 10

Wirkungsweise:

- Die Taumelscheibe 49 im Antrieb der im Kreis angeordneten axialen Kolben 67 ist einerseits auf einer drehenden schrägen Kurbelwelle 34 gelagert, die axial fixiert ist. Andererseits ist sie kardanisch auf einer axial verschiebbaren Gabel 55 gelagert. Dadurch kann der axiale Hub der Kolben 67 bei etwa gleichbleibender Verdichtung ϵ verändert werden.
- Zum äußeren Massenausgleich wird bei der axialen Bewegung der Gabel 55 ein Ausgleichgewicht 25 in der umlaufenden Kurbel 23 auf einer schiefen Bahn bewegt, so daß dadurch sowohl die Unwucht (der Taumelscheibe 49) wie auch gemeinsam damit als umlaufendes Kräftepaar $C.c$ das gleichfalls rotierende Kippmoment der Taumelscheibe 49 $B.b$ und der Kolben 67 $A.a$ ausgeglichen wird.
- 20
- 25

- Dieses Ausgleichgewicht 25 wirkt in Verbindung mit zwei symmetrischen Fliehgewichten 31 (Fig. 18 und 19) auch für den Ausgleich der inneren Massenkräfte. Aus konstruktiven Gründen ist es (25) daher auf der Gegenseite seiner eigentlichen Wirkung angebracht. Es (25) erzeugt also die zum Massenausgleich erforderliche Wucht in Verbindung mit einer größeren konstanten Unwucht Q der Kurbel 23 auf der richtigen Seite. Durch die Massenkräfte F und G der Kolben 67 und der Taumelscheibe 49 ergibt sich eine (in Fig. 1) nach rechts gerichtete innere axiale Kraft K . Dieser wirkt die axiale Kraft L entgegen, welche sich aus den Fliehgewichten 31 und
- 30
- 35

10
10b.

- 1 ferner aus dem Ausgleichgewicht 25 ergibt. Die Resultierende davon paßt sich den unterschiedlichen Verhältnissen je nach Hub an, so daß sich eine flache Kennlinie mit der Druckfeder 83 oder 84 ergibt, welche dem Gasdruck das Gleichgewicht
- 5 hält.

Die Dämpfung der axialen Schwingungen der Taumelscheibe 49 erfolgt durch Öl. Für Teillast wird dieser Öldruck, der in Richtung des Gasdruckes wirkt, erhöht.

- 10 Im Fahrbetrieb erfolgt die Regelung für möglichst kleinen Hub des Motors selbsttätig durch den Gasdruck, der bei zunehmender Kolbengeschwindigkeit abnimmt.
- Bei Vollgas ist der Gasdruck für maximale Leistung, die im ganzen Hub-Bereich von beispielsweise 1:3 entsprechend einem
- 15 Drehzahlbereich 3:1 (und etwas mehr) abgegeben wird.
- Bei Teillast ist der Gasdruck etwas geringer für minimalen Kraftstoffverbrauch, ebenfalls im ganzen Hub-Bereich. Erst bei ganz geringer Last setzt in Stellung für kleinen Hub h die übliche kleine Füllung ein.

20

Gezeigter äußerer Massenausgleich:

Aus konstruktiven Gründen ist nun das Ausgleichgewicht 25 auf der anderen Seite angeordnet, wie Fig. 1 und 2 schematisch und die Konstruktion genau zeigt.

- 25 Die Kurbel 23 hat (mit der Kurbelwelle 34) eine Unwucht Q. Zusammen mit der jeweiligen entgegengesetzten Unwucht M bzw. M' ergibt sich eine resultierende Unwucht N bzw. N'. Diese ist ebenso groß wie die entgegengesetzte Unwucht C bzw. C' der Taumelscheibe 49, so daß keine freien Massenkräfte vorhanden sind. Ist $(N.c) = C.c = A.a + B.b$ und $(N'.c') = C'.c' = A'.a + B'.b$, so sind auch keine freien Massenmomente vorhanden.
- 30

Innerer Massenausgleich:

- 35 Infolge der erwähnten Massen-Momente und -Kräfte A.a der Kolben 67, B.b der Taumelscheibe 49 und der Unwucht C der letzteren entstehen axiale Kräfte. Diese müssen innerhalb

11
-14-

1 der umlaufenden Kurbel bzw. Kurbelwelle ausgeglichen werden, um eine unnötige Reibung zu vermeiden und eine einfache Regelung des Hubes zwischen h und H zu ermöglichen.

5 An der großen Kugel 45 sind in Fig. 1 folgende Massenkräfte vorhanden:

Radiale Kräfte:

Aus der Unwucht C der Taumelscheibe 49 ergibt sich $F = C \cdot e : f$.

10 Aus dem Kippmoment der Kolben 67 und der Taumelscheibe 49 ergibt sich $G = (A \cdot a + B \cdot b) : f$.

Axiale Kräfte:

Mit $F + G = J$ als gesamte radiale Massenkraft ergibt sich folgende axiale Massenkraft infolge des Winkels γ der Kurbelwelle 34: $K = J \cdot \operatorname{tg} \gamma = (F + G) \cdot \operatorname{tg} \gamma$.

Wie in Fig. 18 ersichtlich, sind in dieser Stellung bei kleinem Hub h die beiden Fliehgewichte 31 nach außen geschwenkt und erzeugen die starke Fliehkraft U , welche eine große axiale Kraft T ergibt. In gleicher Richtung wirkt die axiale Komponente $S = M \cdot \operatorname{tg} \delta$ der Fliehkraft M des Ausgleichgewichts 25. Hierbei ist δ der Winkel der Bahn des Ausgleichgewichts 25. Die gesamte entgegengesetzte, also nach links gerichtete Axialkraft ist $L = T + S = T + M \cdot \operatorname{tg} \delta$.

25 Für den Massenausgleich soll sein $L \approx K$.

In Fig. 2 bei dem großen Hub H betragen die Massenkräfte etwa ein Drittel von Fig. 1 bei annähernd gleicher Kolbengeschwindigkeit v . (Weil allgemein $v^2 : R$ der Massenkraft entspricht, wie bereits erwähnt.) Dementsprechend sind bei H in Fig. 19 (Blatt 5) die Fliehgewichte 31 innen, so daß die Kräfte U' bzw. T' kleiner sind. Auch hierbei gilt dann $L' \approx K'$. Über das erwünschte genaue Verhältnis L zu K bzw. L' zu K' wird im übernächsten Abschnitt genaueres gesagt.

1 Abstützung der Verbrennungskraft:

- Bei üblichen Motoren ist die Kraft im oberen Totpunkt des Kolbens infolge Gasdruckes bei der Zündung sehr groß. Diese Verbrennungskraft ist hier bei gleichem Hubraum geringer, weil
- 5 der einzelne Kolben 67 eine kleinere Fläche als üblich hat durch die große Zylinderzahl und den langen Hub H. Der Verbrennungs-Kraft entgegengesetzt wirkt am oberen Totpunkt die hohe Massenkraft infolge der Verzögerung des Kolbens 67, des Pleuels 65 und des anschließenden Segments der Taumelschei-
- 10 be 49, sowie die halbe Kraft der beiden benachbarten Kolben 67, die also etwas höher als üblich ist.

- Bei hoher Drehzahl n und Hub gleich oder etwas kleiner als h ist die Massenkraft am oberen Totpunkt größer als die Ver-
- 15 brennungs-Kraft. Letztere ist daher ohne wesentlichen Einfluß.

- Bei mittlerer Drehzahl n , mittlerem Hub (bei Last), also etwa zwischen h und H , ist am oberen Totpunkt die Massenkraft etwa gleich der Verbrennungs-Kraft. Jedoch vermag der unausgegli-
- 20 chene Rest der Verbrennungs-Kraft keine wesentlich axiale Verschiebung der Gabel 55 (nach rechts) aus folgendem Grund zu bewirken: Die Abstützung der restlichen Verbrennungs-Kraft erfolgt über die große Kugel 45 auf schrägen Zapfen 37 der Kurbelwelle 34. Anders als gezeigt, hat aber nun die Achse
- 25 der Taumelscheibe 49 und die Achse des Zapfens 37 etwa die gleiche Lage, also zwischen Fig. 15 und Fig. 16. Will nun der Kolben 67 eine wesentliche axiale Bewegung der Gabel 55 nach rechts bewirken, so wird dies aus den folgenden beiden Gründen behindert:

- 30 Zwischen dem Kolben 67 und der Gabel 55 besteht ein Weg-Verhältnis ca. 1:4. (Dies ergibt sich aus den in Fig. 15 und 16 gezeigten verschiedenen Lagen dieser Teile.) Für Massenkraften gilt das Quadrat, also 1:16. Der Kolben 67 muß also im Vergleich die 16-fache Masse von Gabel 55, ferner Ring 53 und
- 35 Taumelscheibe 49 1:1 axial bewegen.

Diese axiale Bewegung wird durch die starke Reibung gebremst, welche zwischen der großen Kugel 45 und der Kurbel-

- 1 welle 34 sowie zwischen der Gabel 55 und dem Zylinderblock 16 besteht. Zwischen diesen Teilen erfolgt jeweils die Abstützung.

- Bei mittleren Drehzahlen reicht deshalb der sehr kurze Zeitraum von ca. 20° Kurbelwinkel nicht aus, um eine wesentliche axiale Bewegung der Gabel 55 zu erreichen.

- Bei niedriger Drehzahl n und vollem Hub H aber drückt die Gabel 55 (über den Ringkolben 79 und die ganz zusammenge-
10 drückten Tellerfedern 84) in der rechten Endlage auf den Zylinderblock 16, wie Fig. 16 zeigt. Die hohe freie Verbrennungskraft kann sich nun über den Ring 53, die Gabel 55 und weitere Teile am Zylinderblock 16 abstützen, also im Prinzip wie üblich. Damit der Übergang zum vollen Hub H hin
15 allmählich erfolgt, sind die Tellerfedern 84 ungleich. Infolgedessen steigen die entsprechenden Kurven 161, 163, 165, 167 am rechten Ende etwas an, wie Fig. 14 zeigt.

Regelung:

- 20 In Fig. 10 und 11 sind die gesamten axialen Kräfte in senkrechter Richtung über h bis H dargestellt. (Bei H : mit '). Hierbei ist Fig. 10 für die normale Druckfeder 83 gemäß Fig. 1 und 2 (Blatt 1) und Fig. 11 für die Tellerfedern 84 in der Konstruktion.
- 25 Die Linie 160 bzw. 161 stellt den Verlauf der Federkraft PF dar, der in Fig. 10 linear ist. Die Linie 162 bzw. 163 stellt den Verlauf der resultierenden axialen Kraft PA dar, der sich aus PF sowie L und K aus dem vorhergehenden Abschnitt ergibt. Diese kann zwar in den End-
30 lagen von h und H konstruktiv genau bestimmt werden, dazwischen hat die Linie jeweils einen beliebigen Verlauf.

- Bei Vollast ist das Drehventil 128 anders als wie gezeichnet offen. Die im Druckraum 141 nach rechts wirksame Axialkraft
35 PV für Vollast hängt also vom schwächeren Ventil 147 ab. Dessen Kennlinie wird über den Nocken 150 beeinflusst. Somit ergibt sich die glatte Linie 164 bzw. 165, die der Gaskraft

14
-17.

- 1 VV auf die Kolben 67 bei Vollast entspricht. Hierbei entspricht niedrige Verdichtung ξ starker Füllung.

Nimmt der Fahrer das Gas weg, so schließt bei ca. 1/2 Gas das Drehventil 128 und es besteht der in Fig. 12 gezeigte Zustand. Die dann höhere Kraft PT des Öldrucks bei Teillast hängt nun von dem stärkeren Ventil 137 ab. Es ergeben sich dann die Kurven 166 bzw. 167 für Teillast.

10 Dämpfung:

Die Drosseln 145 und 138 dämpfen die Schwingung der Gabel 55 nach links bei Vollast. Bei Teillast ist nur die Drossel 138 wirksam infolge des dann geschlossenen Drehventils 128. Gibt der Fahrer jedoch plötzlich Gas, so kann die Gabel 55 dem erhöhten Gasdruck der Kolben 67 sofort nach rechts folgen, weil die beiden Rückschlagventile 139 und 143 ein ungehindertes Ansaugen des Öls gestatten, auch direkt aus der Saugleitung 142.

20 Kaltlauf:

Bei kaltem Öl wirken die beiden Drosseln 138 und 145 unterschiedlich:

Hierbei erfolgt der Zulauf des Öls von der Ölpumpe 86 zum Druckraum 141 ungestört, weil er die vordere Drossel 138 über das Rückschlagventil 139 umgehen kann.

Aber der Ablauf des Öls vom Druckraum 141 durch die hintere Drossel 145 wird durch das dann zähflüssige Öl behindert, wenn der Fahrer Gas gibt und das Drehventil 128 öffnet, so daß der Zustand wie bei Teillast bleibt, also entsprechend

30 Linie 166 bzw. 167.

Es stellt sich also die höhere Vollastkraft entsprechend Linie 164 bzw. 165 erst bei warmem Öl bzw. Motor ein, wenn die Kolben 67 den vollen Gasdruck VV abgeben können.

35 Höhe:

Bei größerer Höhe, also bei Fahrt im Gebirge, drückt die Membrandose 151 über die Waage 152 die Druckfeder 154 des

15
-15

- 1 schwächeren Ventils 147 mehr zusammen. Entsprechend des dann niedrigeren Gasdrucks(vv) bei Vollast ist daher die Gegenkraft (PV) höher, so daß der Motor auch dabei mit normalen Drehzahlen n umläuft.

5

Ölmangel:

- Bei Wegfall des Öldrucks bewegt sich die Gabel 55 nach links zu h , weil der Gasdruck der Kolben 67 allein für das beschriebene axiale Gleichgewicht nicht mehr ausreicht. Infolge
10 des kleineren Hubes h nimmt die Leistung (auch bei konstanter Drehzahl n) ab, der Motor wird geschont und dem Fahrer wird so diese Störung signalisiert.

Anlassen:

- 15 Infolge der Kraft der Druckfeder 83 bzw. der Tellerfedern 84 steht die Gabel 55 links, so daß der kleine Hub h vorhanden ist. Der Anlasser benötigt deshalb wenig Leistung.

Fahrweise:

- 20 Beim Anlassen ist automatisch der kleine Hub h vorhanden. Bei Vollast besteht konstante Leistung im Drehzahlbereich 1:3. (Fast konstante Leistung im Bereich 1:4)
Die Hub-Regelung erfolgt automatisch durch den Gasdruck bei fast konstanter Kolbengeschwindigkeit v im Bereich zwischen
25 kleinem Hub h und großem Hub H im Verhältnis 1:3 bei fast gleicher Verdichtung gemäß Fig. 9.
Teillast ist automatisch im Bereich des günstigsten Kraftstoffverbrauchs.
Wenig Schalten ist erforderlich. Wahrscheinlich braucht ein
30 Schaltgetriebe nur 3+R; ein automatisches Getriebe nur 2+R Gänge mit Wandler haben.
Automatische Anpassung an Kaltlauf, Höhe und Ölmangel.

Andere Ausführungen als gezeigt:

- 35 Auch mit 9 Zylindern oder für Luftkühlung mit 5 Zylindern möglich.
Bei kleinerem Verhältnis als $H:h = 3$ wie gezeichnet, also

1 bei kleinerem Winkel β , zum Beispiel gemäß Fig. 32, ist eine robustere Ausführung möglich, z.B. auch für Diesel. Das Hubverhältnis kann also auch anders sein.

Die Ventilsteuerung kann auch mit getrennten Nocken für Aus-
5 laß und Einlaß oder ganz anders sein, auch mit Drehschieber statt Ventilen.

Um eine Dämpfung der Gabel 55 auch bei der Schwingung nach rechts zu erreichen, kann dafür ein besonderer Druckraum mit Öl vorhanden sein, z.B. zwischen dem zentralen Zylinder 168
10 und der dann anders ausgebildeten Gabel 55.

Für Einlaß oder Auslaß können getrennte Nocken vorhanden sein. Die Nocken können auch nach außen oder axial wirken. Die Ölpumpe bzw. Ölpumpen können anders angeordnet sein. Mit Rücksicht auf die beiden Zapfen 52 an der Taumelschei-
15 be 49 können auch gerade Zylinderzahlen bei ungleicher Zündfolge vorhanden sein.

Anstatt der beschriebenen Hubverstellung bei selbsttätiger Regelung mittels der Federn 83 bzw. 84 kann statt dieser eine Gewindespindel vorhanden sein, mit welcher die Gabel 55 axial
20 verstellt wird. Diese nicht gezeigte Gewindespindel wird von einer anderen Regelung verdreht, die von Motordrehzahl, Gaspedalstellung oder anderen Parametern abhängig ist.

Auch als hydraulische oder pneumatische Motoren oder Pumpen ausführbar, mit Hub dann bis zum Zylinderkopf.

25 Der Umfang der Erfindung ergibt sich aus den Patentansprüchen. Deshalb sind auch noch andere Variationen möglich, die nicht alle gezeigt oder erwähnt werden können. Dies betrifft insbesondere die Regelung, die auch mit Fliehkraftreglern oder
30 anders auf mechanische, hydraulische, elektrische oder elektronische Weise erfolgen kann.

Auch das Triebwerk oder die zum Massenausgleich dienenden Teile können eine andere Form bei gleicher Wirkung haben.

Hierzu 12 Stück Patentansprüche und 8 Blatt Zeichnungen.

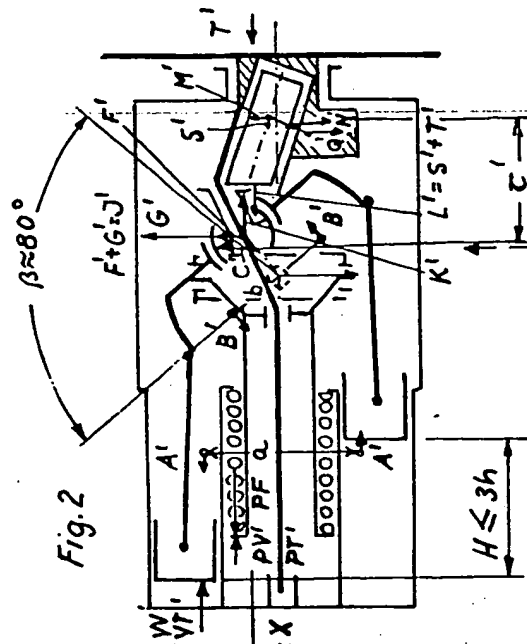
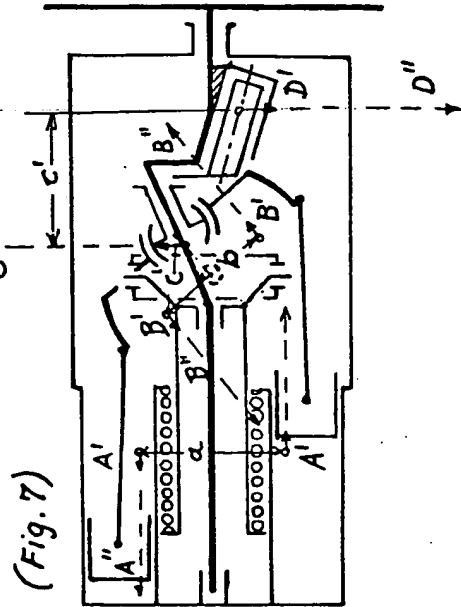


Fig. 2



(Fig. 7)

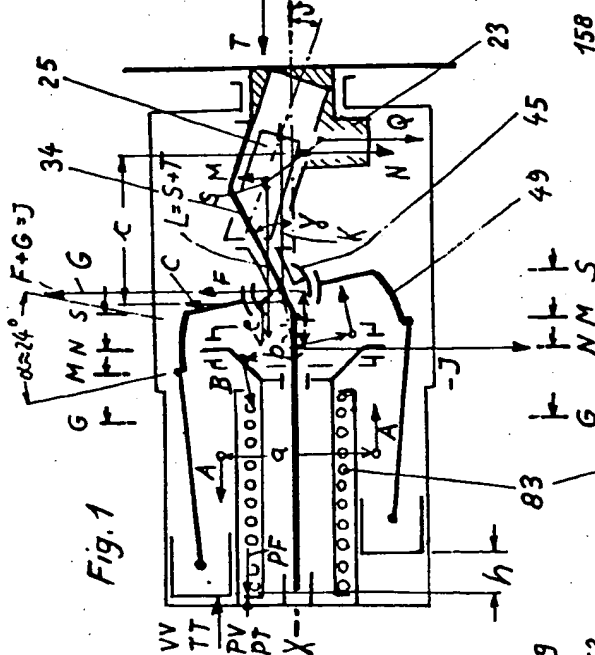
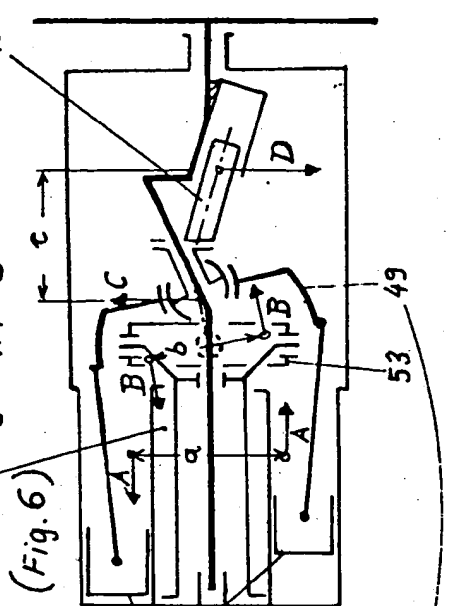
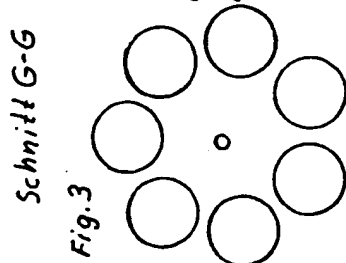


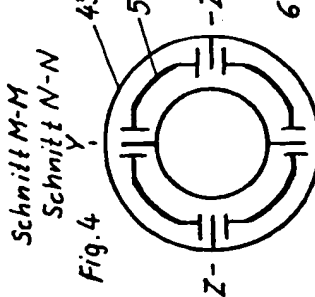
Fig. 1



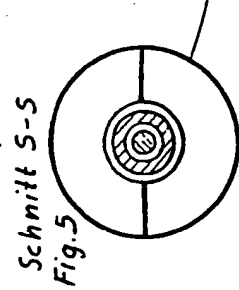
(Fig. 6)



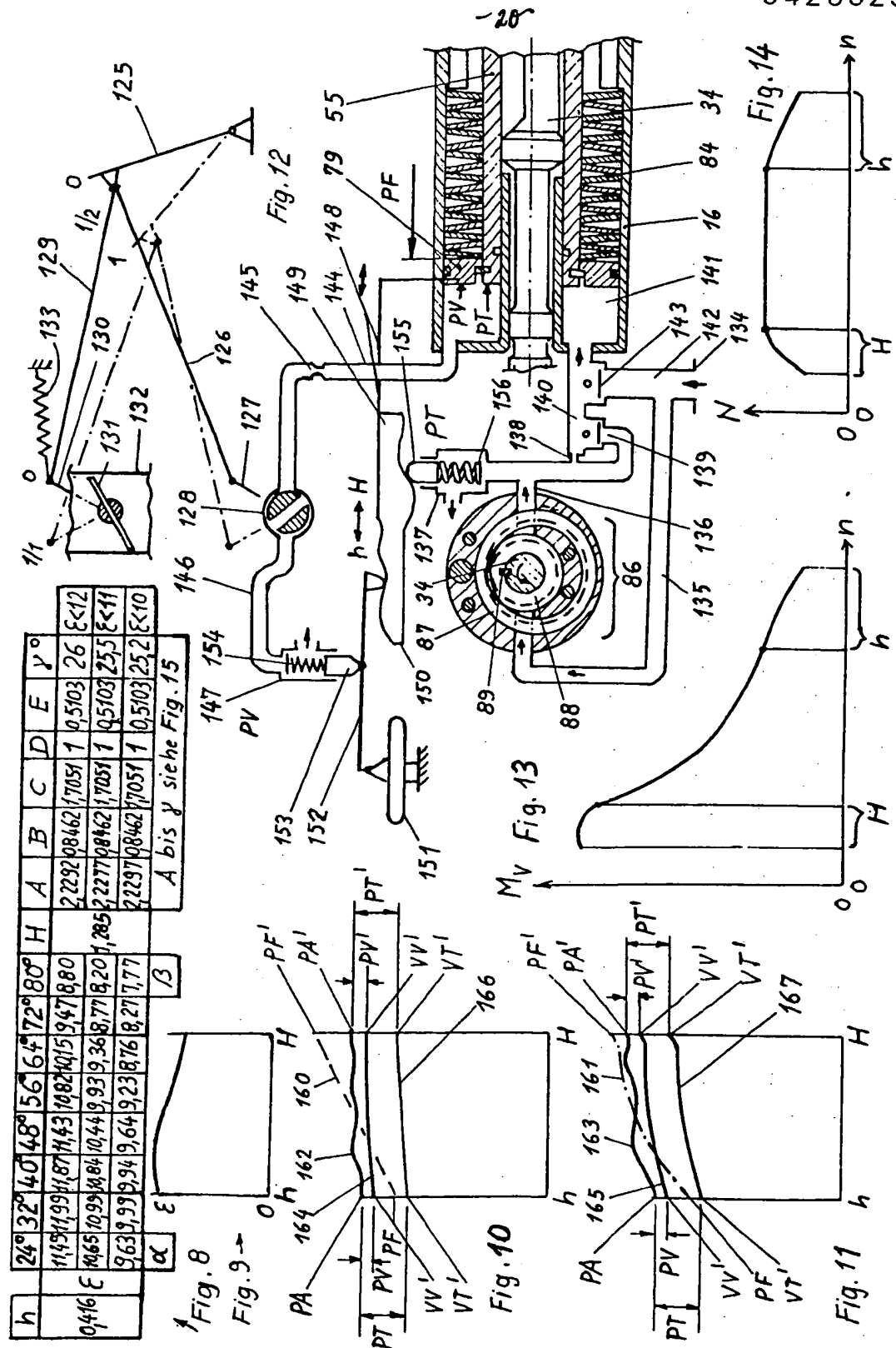
Schnitt G-G

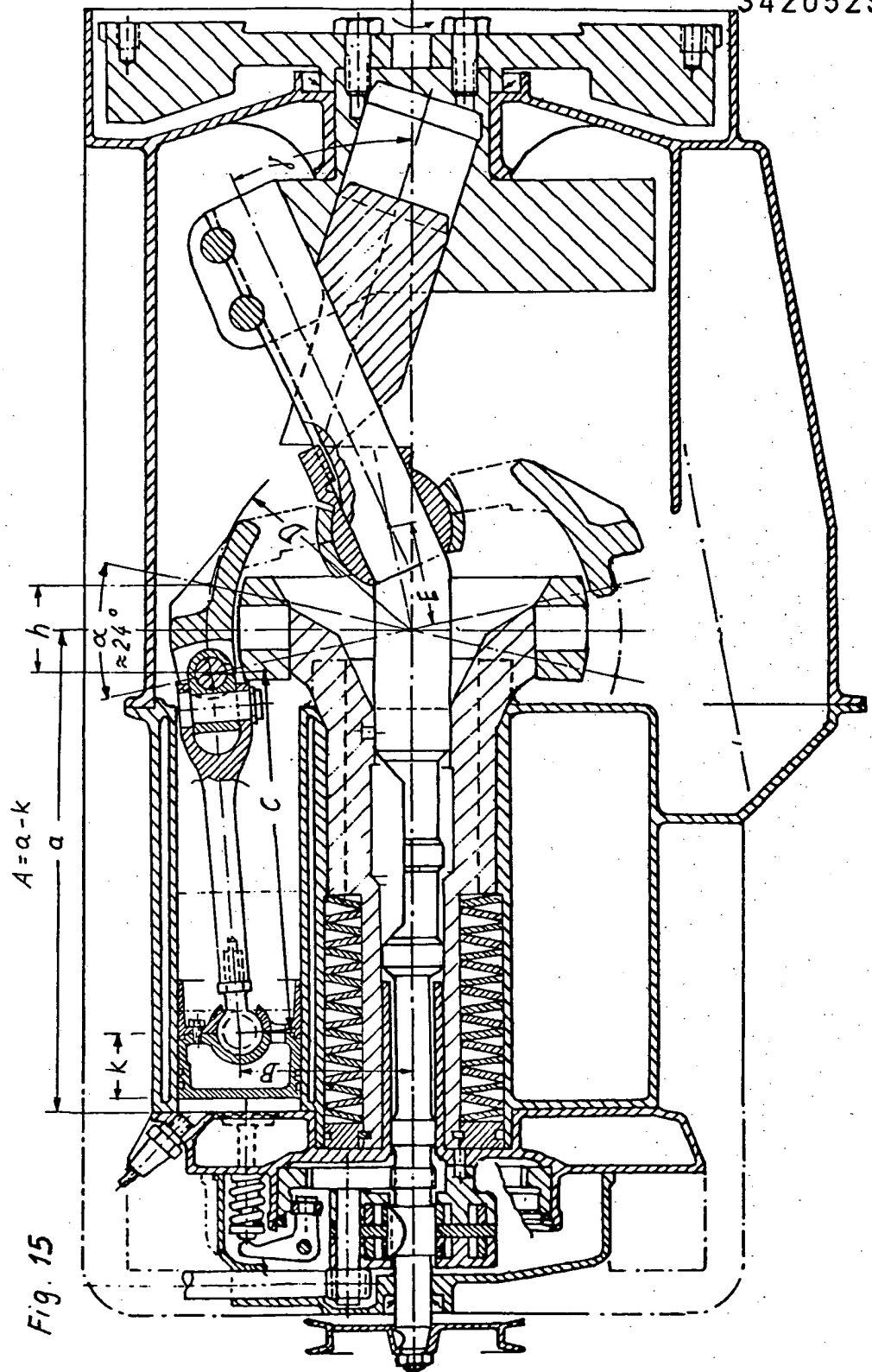


Schnitt M-M
Schnitt N-N



Schnitt S-S





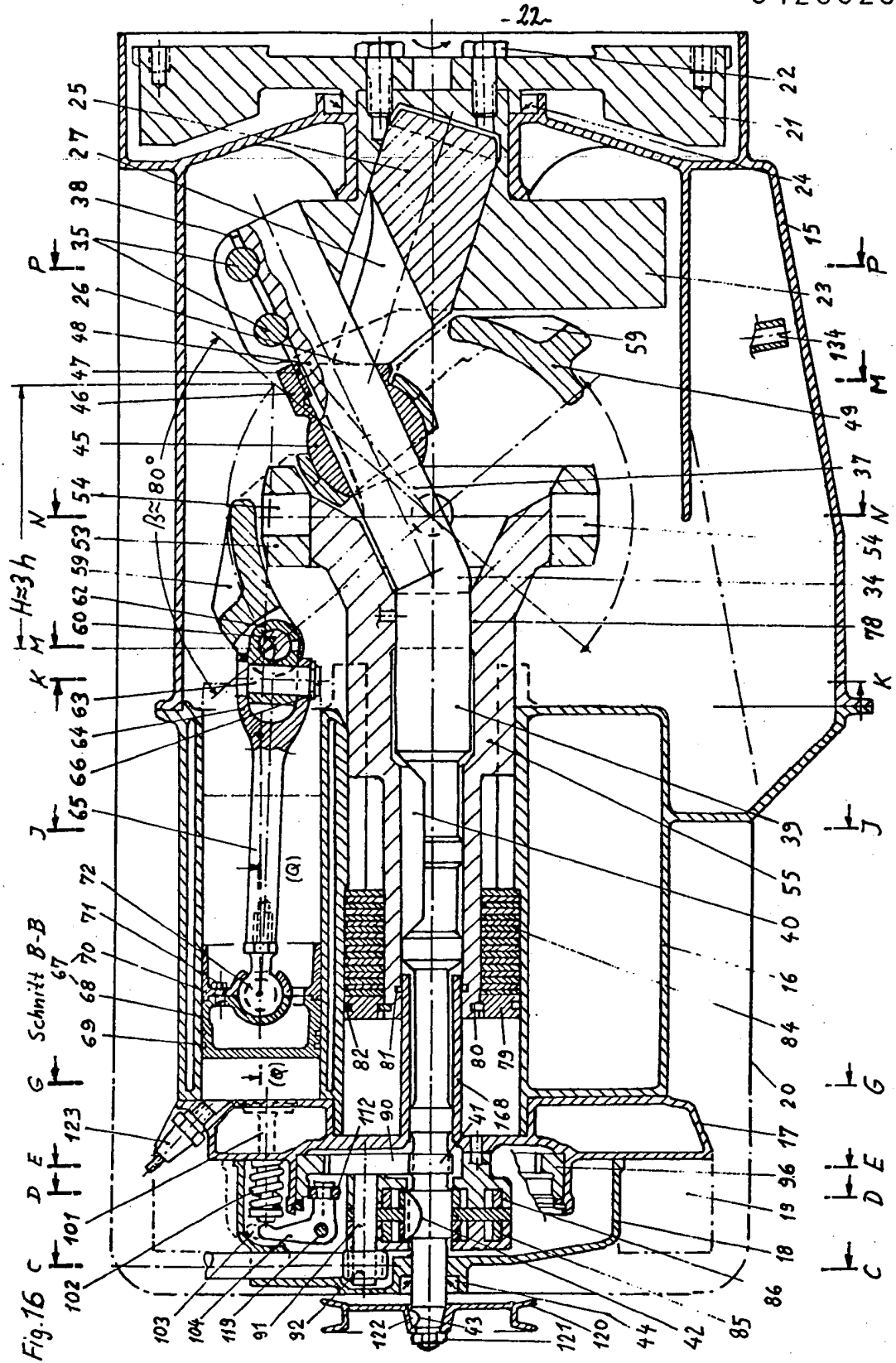
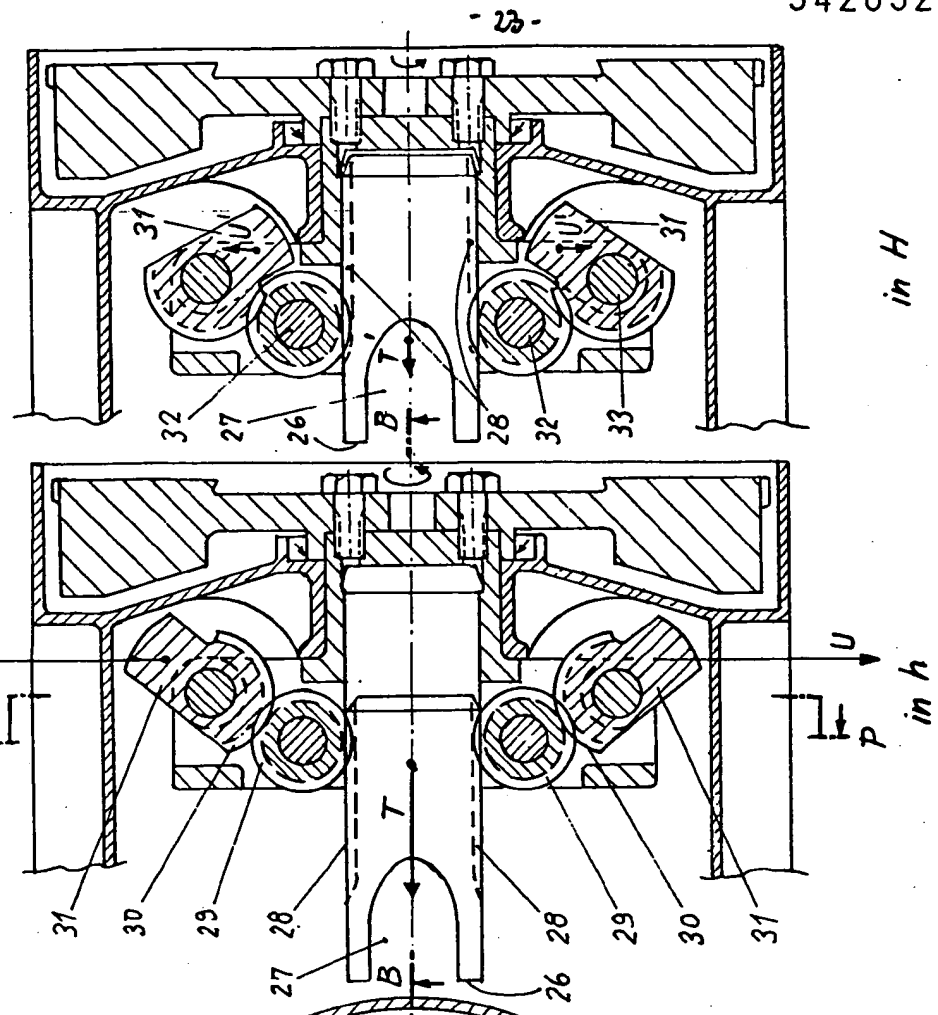
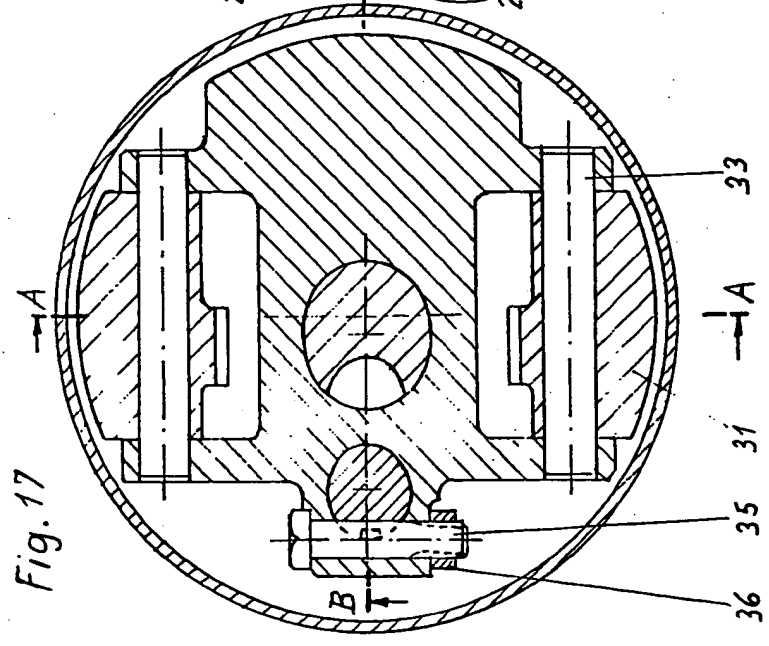
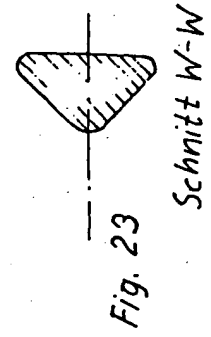
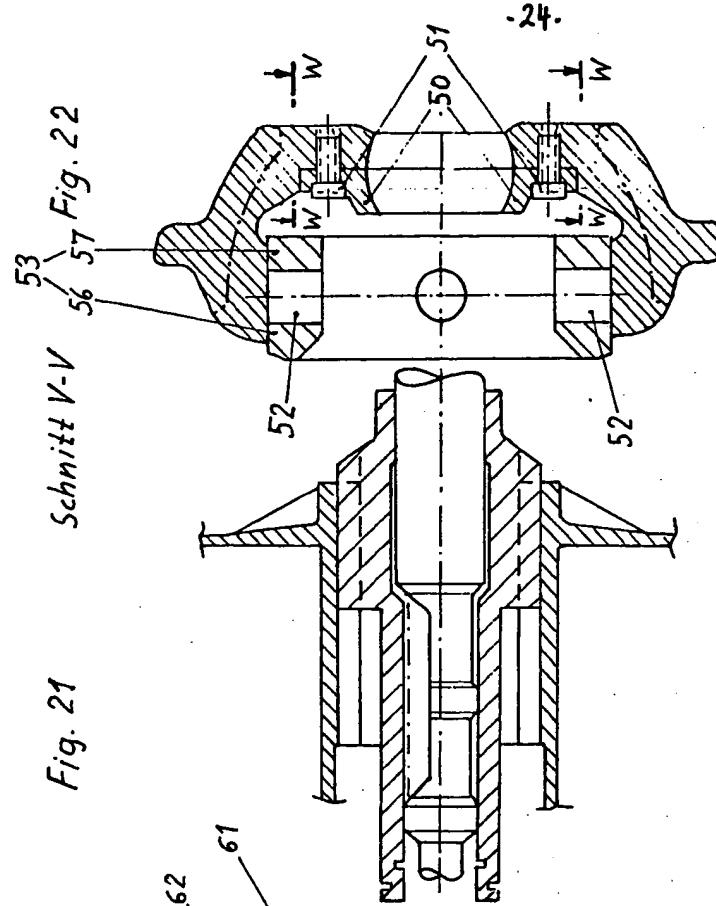
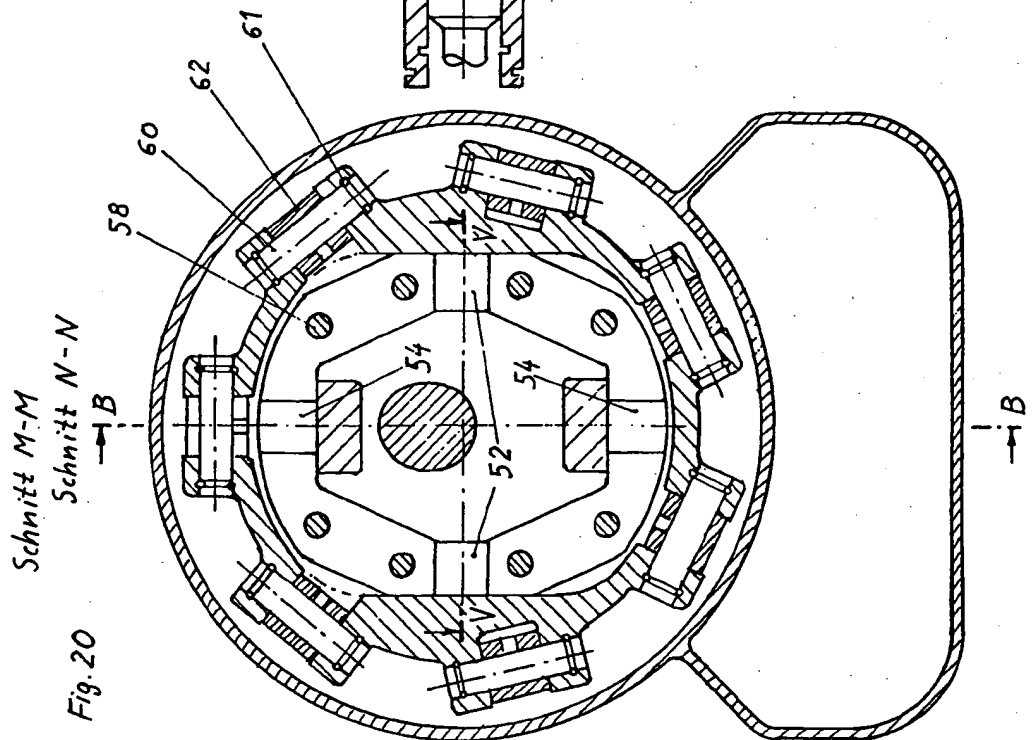


Fig. 18 P \uparrow U Schnitt A-A Fig. 19



Schnitt P-P





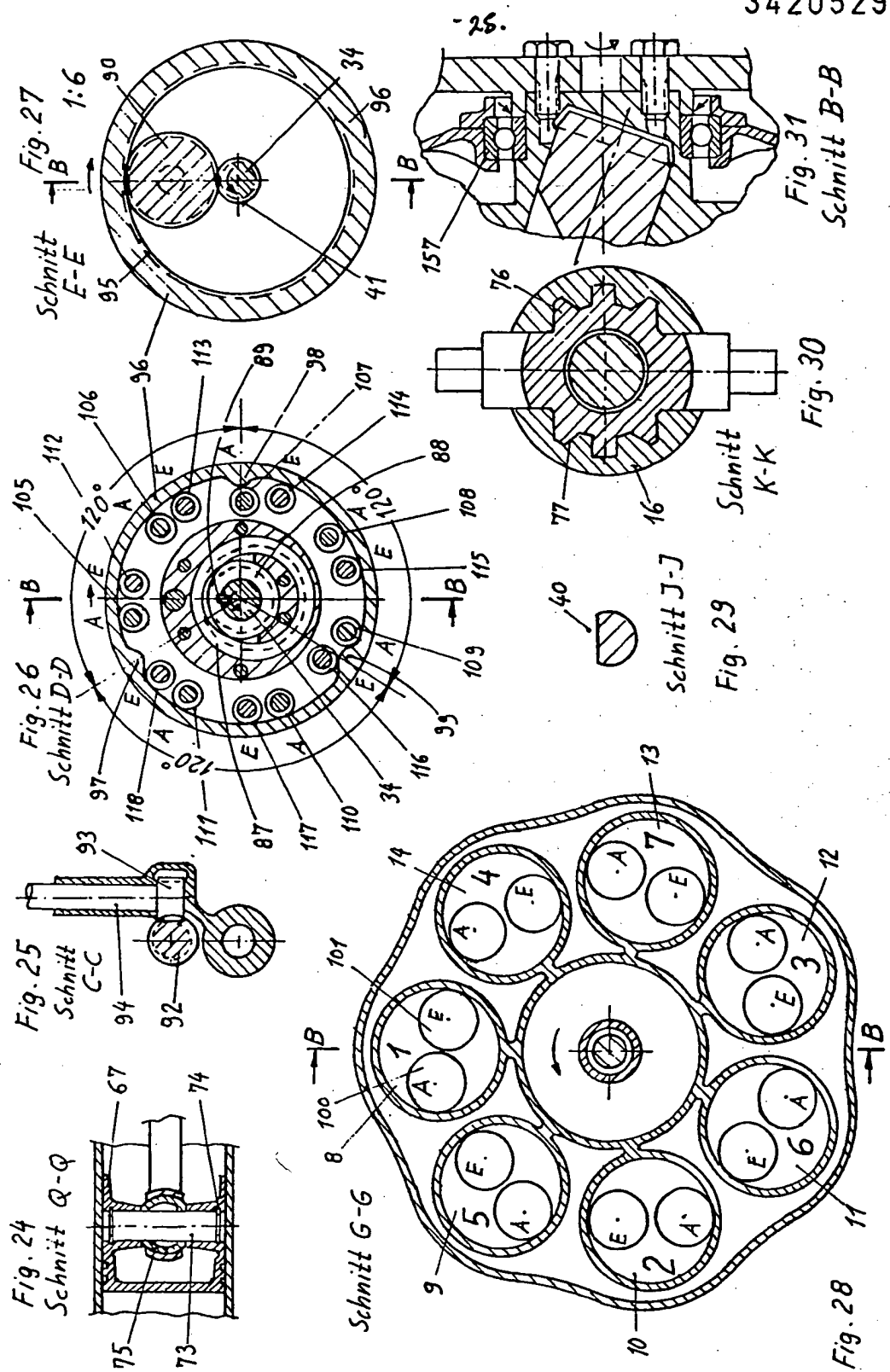
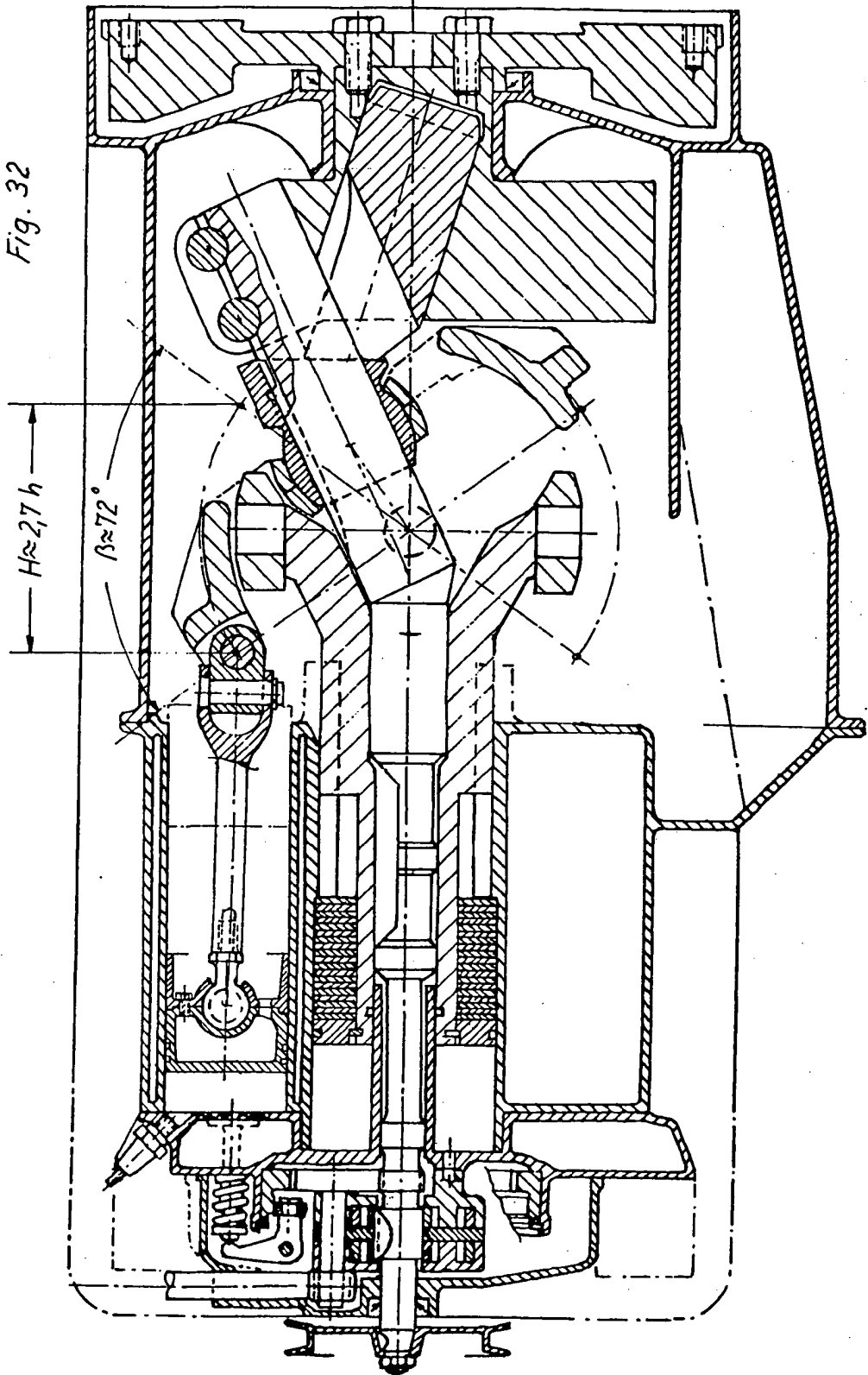


Fig. 32



P 132-8.